

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 62-093620

(43)Date of publication of application : 30.04.1987

(51)Int.Cl. G01H 17/00  
G01M 19/00

(21)Application number : 60-234149

(71)Applicant : KAWASAKI STEEL CORP  
KAWATETSU KEIRYOKI KK

(22)Date of filing : 18.10.1985

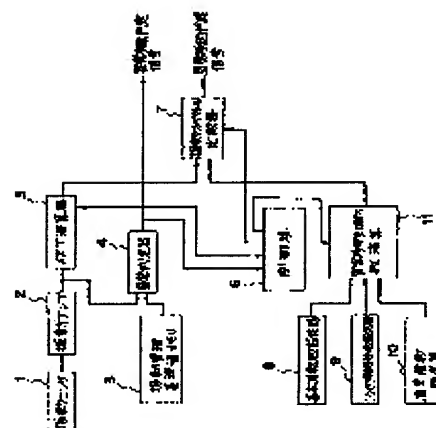
(72)Inventor : NAGAI ISAO  
WADA KENZO

## (54) DIAGNOSTIC DEVICE FOR ROTARY MACHINE

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To enable the diagnosis of an abnormality cause on the spot in such a state that rotary machine equipment is operated, by performing the diagnosis of the abnormality cause by comparing the vibration spectrum pattern of the rotary machine equipment with that at the time of abnormality.

**CONSTITUTION:** When the value obtained by amplifying the output of a vibration sensor 1 detecting the vibration of rotary machine equipment by a vibration amplifier 2 is larger than the reference value stored in a vibration control reference value memory 3, an abnormality judge device 4 judges the presence of abnormality. At this time, the output of the vibration amplifier 2 is analyzed by a FFT arithmetic unit 5 and this unit 5 outputs a vibration spectrum pattern. At this time, from the value set by a fundamental number-of-rotation setting device 8, a rolling bearing coefficient setting device 9 and a gear number-of-tooth setting device 10, a vibration spectrum pattern generated at the time of abnormality for discriminating the cause of abnormality is operated by an arithmetic part 11 calculating the frequency at the time of abnormality. Both spectrum patterns are compared by a vibration spectrum comparator 7 to judge the cause of abnormality.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

## ⑫ 公開特許公報(A)

昭62-93620

⑤ Int.Cl.<sup>4</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和62年(1987)4月30日

G 01 H 17/00  
G 01 M 19/00A-7359-2G  
A-6611-2G

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 回転機診断器

⑰ 特 願 昭60-234149

⑱ 出 願 昭60(1985)10月18日

⑲ 発 明 者 永 井 勲 西宮市高畑町3番48号 川崎製鉄株式会社計量器技術センター内

⑲ 発 明 者 和 田 憲 三 西宮市高畑町3番48号 川崎製鉄株式会社計量器技術センター内

⑳ 出 願 人 川 崎 製 鉄 株 式 有 限 公 司 神戸市中央区北本町通1丁目1番28号

㉑ 出 願 人 川 鉄 計 量 器 株 式 有 限 公 司 西宮市高畑町3番48号

㉒ 代 理 人 弁 理 士 青 山 稔 外2名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

回転機診断器

## 2. 特許請求の範囲

(1) 回転機械設備の振動を検知する振動センサと、

振動センサの検出信号を増幅する増幅手段と、  
当該回転機械設備の振動管理基準値を設定する基準値設定手段と、

増幅手段の出力と、基準値設定手段の振動管理基準値とを比較して前者が後者より大きい時、異常有と判定する異常判定手段と、

異常判定手段が異常有と判定したときに、増幅手段の出力を高速フーリエ変換(FFT)で分析するFFT演算手段と、

当該回転機械設備の振動管理に必要な基本回転数等の各種の設定値を入力するための設定手段と、

設定手段で入力された各種の設定値から所定の関係より異常時の振動スペクトルパターンを演算する異常時発生振動数演算手段と、

異常判定手段が異常有と判定したときに、FFT演算手段で演算した振動スペクトルパターンを異常時発生振動数演算手段により演算された異常時発生振動スペクトルパターンと比較し、異常の原因を判定する振動スペクトル比較手段とを備えた回転機診断器。

(2) 特許請求の範囲第1項に記載された回転機診断器において、

前記の振動センサが、圧電式加速度検知器である回転機診断器。

(3) 特許請求の範囲第1項に記載された回転機診断器において、

上記の設定手段が、当該回転機械設備のころがり軸受のピッチ円径、ベアリングの玉数、ベアリング玉の直径およびベアリングの接触角を設定する設定器を備えている回転機診断器。

(4) 特許請求の範囲第1項に記載された回転機診断器において、

上記の設定手段が、当該回転機械設備の歯車の歯数を設定する設定器を備えている回転機診断器。

(5) 特許請求の範囲第1項に記載された回転機診断器において、

上記の設定手段が、診断対象軸の回転数を自動的に検知する回転速度計を備えている回転機診断器。

(6) 特許請求の範囲第1項に記載された回転機診断器において、

上記の基準値設定手段が過去の増幅手段の出力値を格納する記憶手段を備え、振動管理基準値が、過去の出力値から所定の関係式により設定される回転機診断器。

### 3. 発明の詳細な説明

#### (産業上の利用分野)

回転機器をはじめとする機械設備を稼動させた状態で異常の有無、個所および原因を診断できる設備診断器に関する。

#### (従来技術)

設備の保全作業を効果的に進めていく上で、設備診断技術の有効性が認められ、現場の保全作業に実効をあげつつある。

このような方法では、設備診断の熟練者が診断を行う際は容易に診断できるが、非熟練者であればなかなか正確な診断ができないことがある。

本発明の目的は、設備診断技術が普及する一方、熟練者が不足している現状に対する問題解決方法の手段の一つとして、移動可能な回転機診断器を提供することである。

#### (問題点を解決するための手段)

本発明に係る回転機診断器は、回転機械設備の振動を検知する振動センサと、振動センサの検出信号を増幅する増幅手段と、当該回転機械設備の振動管理基準値を設定する基準値設定手段と、増幅手段の出力と、基準値設定手段の振動管理基準値とを比較して前者が後者より大きい時、異常有と判定する異常判定手段と、異常判定手段が異常有と判定したときに、増幅手段の出力を高速フーリエ変換(FFT)で分析するFFT演算手段と、当該回転機械設備の振動管理に必要な基本回転数等の各種の設定値を入力するための設定手段と、設定手段で入力された各種の設定値から所定の関

これらの設備のなかで多数を占める回転機械設備、往復動機械などは、その振動のオーバーオール値が通常時に比較し異常に大きくなった場合、何らかの異常が発生していることが判定できる。すなわち、振動振幅のオーバーオール値の大小により異常の有無を知ることができる。

更に、回転機械設備類では、検知した振動のオーバーオール値から周波数スペクトルパターンを算出することにより、被診断対象の異常個所原因を具体的に判定できることがよく知られている。

#### (発明の解決すべき問題点)

ところが、従来、この種の回転機械設備の異常診断は、現場に振動記録計を持ち込んで診断しようとする回転機械設備の振動データを記録したうえで、そのデータを持ち帰り、これを大型スペクトル分析装置で分析するか、または、現場型のスペクトル分析器を現場に持ち込んで振動スペクトルを分析して、その結果から、人間が回転機械設備の異常時の振動スペクトルを想起して異常の原因を診断している。

係より異常時の振動スペクトルパターンを演算する異常時発生振動数演算手段と、異常判定手段が異常有と判定したときに、FFT演算手段で演算した振動スペクトルパターンを異常時発生振動数演算手段により演算された異常時発生振動スペクトルパターンと比較し、異常の原因を判定する振動スペクトル比較手段とを備える。

#### (作用)

本発明に係る回転機診断器は、診断すべき回転機械設備の異常時の振動スペクトルパターンを設定手段と異常時発生振動数演算手段とにより演算できる一方、振動センサ、増幅手段およびFFT演算手段により、当該回転機械設備の振動スペクトル分析を行うことができる。異常判定手段は、振動レベルの大きさから異常の有無を判定する。振動スペクトル比較手段は、異常が有る場合に、回転機械設備の振動スペクトルパターンを異常時の振動スペクトルパターンと比較し、異常の原因の診断を行う。

#### (実施例)

以下、添付の図面を参照して本発明の実施例を説明する。本実施例では、回転機械設備の回転軸、ころがり軸受および歯車について診断する。

第1図に、本発明の実施例の設備診断器のブロック図を示す。回転機械設備に取り付けられ、振動(変位、速度または加速度)を検出する振動センサ(本実施例では圧電式加速度検知型センサを用いる)1は、当該設備の振動を検出し、電気信号に変換する。なお、取付箇所を適切にすると、異常現象が軸方向であるか、半径方向であるかを判別できる。振動アンプ2は、振動センサ1の検出信号を増幅する。増幅値は必要により積分により速度と変位に変換され、異常判定器4とFFT(高速フーリエ変換)演算器5に送られる。

一方、振動管理基準値メモリ3には、振動アンプ2の出力値が異常であるか否かを判別するための各種の基準値が格納されている。(この基準値は、予め定めた所定の値でもよいし、複数の測定値から得られる標準偏差をもとに経験的に得られた所定の因子を掛けて定めてもよい。後者の場合、

標準偏差算出手段を別に設けておく。)異常判定器4は、振動アンプ2の出力から得られた速度又は加速度のオーバーオール値がこの基準値より大きいときに異常であると判定し、制御器6及び外部に信号を送る。制御器6は、この信号を受けると、FFT演算器5に信号を送り、FFT演算器5は、振動アンプ2の出力のFFTによる周波数分析を行う。そして、FFT演算器5は、その結果(振動スペクトルパターン)を振動スペクトル比較器7に送る。

以下余白

第1表  
異常現象と発生振動数

異常箇所	異常現象	発生振動数	振動方向
ロータ 軸	バランス不良	$f_0$	ラジアル
	曲り	$f_0, 2f_0, 3f_0$	"
	偏平	$2f_0$	"
カップリング	偏心	$f_0, 2f_0, 3f_0$	アキシャル
	カップリングの不良 (ギヤカップリングや流体継手 は特異な現象あり)	主として $f_0$	ラジアル
ころがり軸受	内輪傷	$f_i = \pi/2(1+d/D \cos \alpha)f_0$	"
	外輪傷	$f_{out} = \pi/2(1-d/D \cos \alpha)f_0$	"
	玉傷	$f_b = D/d(1-(d/D)^2 \cos^2 \alpha)f_0$	"
すべり軸受	メタルギヤップ過大	$f_0$	"
	潤滑不良	$f_0$	"
	オイルウィップ	$1/2 f_0$ 以下 (42~48%)	"
基礎	据付けレベル不良	$f_0$	アキシャル
	剛性不足	$f_0$	ラジアル
歯車	偏心、歯所異常、 摩耗、片当り	$f_g = 2' f_0$	"
	回転部と静止部の接触に よるふれまわり	比較的高い振動数	"
その他	糸のガタ (カップリング部遊び インペラの遊び等)	$1/n f_0$	"

$f_0$ : 回転機器の回転振動数     $d$ : ころがり軸受の玉の直径     $\alpha$ : ころがり軸受の玉の接触角  
 $2$ : ころがり軸受の玉の数     $D$ : ころがり軸受のピッチ円径     $2'$ : 歯数     $n$ : 盤数

他方、回転機に異常が存在する場合、第1表に示すように、ロータ、カップリング、ころがり軸受、すべり軸受、基礎、歯車等の異常箇所の異常現象に対応した発生振動数が知られていて、その周波数スペクトルは、異常原因に対応した周波数のところで顕著な大きさの振幅を有する。異常の原因を判別するための異常時発生振動スペクトルパターンは、基本回転数設定器8、ころがり軸受係数設定器9および歯車歯数設定器10により設定された各数値より、異常時発生振動数演算部11により、表に示す所定の関係から演算される。ここに、基本回転数設定器8は、当該設備の診断対象軸の回転数 $f$ を設定し、ころがり軸受係数設定器9は、ころがり軸受のピッチ円径 $D$ 、ベアリング玉の数 $Z$ 、ベアリング玉の直径 $d$ およびベアリングの接触角 $\alpha$ を設定し、歯車歯数設定器は、歯車の歯数 $Z'$ を設定する。なお、基本回転数設定器8は、当該設備の診断対象軸の回転数を自動的に検知する回転速度計に置き換えて、回転数を自動的に追尾させてもよい。

回転機により発生する振幅の基本振動数 $f$ と同じか、その整数倍に等しい周波数でその大半が生ずることは前述した如くである。ところが、高速フーリエ変換を用いて周波数スペクトル分析するときの問題点は、その周波数が振動アンプ2およびFFT演算器5で定まる分解周波数 $\Delta f$ の整数倍に一致しない場合には、1本の線スペクトルとはならないことである。この場合、振動入力か本来1本の線スペクトルであるにもかかわらず、周波数スペクトル分析した結果は振動入力周波数近傍の多数の線スペクトルを組合せたものとして演算される。しかし、このような多数の線スペクトルの組合せのままで、真の振幅値は簡単に読み取れない。

そこで、本実施例においては、本発明者等が特公昭55-039521号公報に用いた方式を採用した。この方式では、FFT方式でスペクトル解析を行い、その結果得られる周波数スペクトル値の大きさを判別して、最大値を含む上位、例えば10組の振幅値を選出したうえで、選出した振幅

振動スペクトル比較器7は、異常判定器4が異常発生と判定したときに、FFT演算器5から送られた当該設備の振動スペクトルパターンを異常時発生振動数演算部11の求めた振動スペクトルパターンと比較し、異常の原因を詳細に判定し、その結果を外部(CRT, プリンタなど)に表示する。

制御器6は、以上に説明した各構成要素を予め定められた手順で順次動作させる。

回転振動設備の回転軸、ころがり軸受および歯車以外の機械要素、たとえば、カップリング、すべり軸受、基礎等についても診断したい場合には、各機械要素の診断に必要な設定値を設定する設定器を設け、異常時発生振動数演算部11にそれらの設定値から振動スペクトルパターンを演算させ、振動スペクトル比較器7において、この振動スペクトルパターンをFFT演算器5からの振動スペクトルパターンと比較し、異常の原因を判定させればよい。

異常原因に対応した顕著なスペクトル振幅は、

値を中心にその前後、例えば10組の振幅値を選んで2乗和開平演算を行うようにしたことを基本的な特徴としている。

第3図は、FFT演算器5のブロック図である。デジタル式周波数スペクトル分析計算器21は、アナログ・デジタル変換器3によって変換されたデジタル信号の高速フーリエ変換による周波数スペクトル分析を行う。スペクトル振幅大小判別器22は、デジタル式周波数スペクトル分析計算器21によって得られるスペクトル振幅の大きさを判別し、大きい値から順に例えば10組の振幅値を選出する。2乗和開平演算器23は、スペクトル振幅大小判別器22によって得られた最大振幅値を与える周波数 $f$ を中心にして分解周波数 $\Delta f$ (例えば、1Hz)の間隔において $\pm n\Delta f$ ( $n$ は少なくとも3以上の正の整数)の範囲における振幅値から2乗和開平演算により最も確からしい最大振幅値を演算する。これにより、約98%以上の近似量で被診断対象回転機の振動周波数スペクトル振幅が得られる。

すなわち、選ばれた周波数を含む相隣の前後の例えば10組の周波数スペクトルから前述の2乗和開平を実行すると、回転機が発生する振動の周波数スペクトルのなかで最大の振幅値を近似的に示すことになる。2番目に大きな振幅値を与える周波数などについても、同様に分析を行う。

第3図に、診断のフローを示す。振動の生波形を検出する振動センサ1を用いたとする。検出された振動の生波形(ステップS1)は振動アンプ2により増幅され、次いで、振動の速度値と加速度値がそれぞれ演算される(ステップS2, S3)。そして、速度と加速度のオーバーオール値がそれぞれ演算される(ステップS4, S5)。前者は、所定の回転軸等の異常有無の判定に用いられ、後者は、ころがり軸受、歯車等の異常有無の判定に用いられる。異常判定器4は、速度のオーバーオール値と加速度のオーバーオール値とが、それぞれ所定の基準値より大きくなったか否かを、常に監視している(ステップS6)。そして、異常があると判定したときは、FFT演算器5に信号を送

り、FFT演算(ステップS7)を行わせる。振動スペクトル比較器7は、FFT演算により得られた振動スペクトルパターンを異常時の振動スペクトルパターンと比較し、異常原因を判定する(ステップS8)。

ここでは、振動の生波形を検出する場合のフローを示したが、振動の速度や加速度を測定する場合も、微分と積分とにより、生波形(振動)、速度および加速度は相互に変換できるので、適宜変換して診断を行えばよい。

以下余白

第2表

振動速度 cm/sec	2.5			
	2.0			D
	1.5		D	
	1.0	D	C	C
	0.5	C	B	B
	0	B A	A	A
分類		小型機	中型機	大型機

次に、異常診断の具体的な例を示す。機構部の異常診断においては、電動機または機械の診断対象の振動数 $f_0$ 、 $2f_0$ および $3f_0$  ( $f_0$ は軸回転数)での振動スペクトルパターンを求める。ここに、基本回転数 $f_0$ はロータの回転数である。第2表の例に示すように、基本回転数での振動速度から、小型機、中型機および大型機に対し、それぞれ、稼動状況が判別できる。すなわち、振動速度のオーバーオール値が0から増加するにつれ、稼動状況が、A(良い)、B(やや良)、C(やや悪い)、D(悪い)と、順次変化する。C、Dである場合には、振動数 $f_0$ 、 $2f_0$ 、 $3f_0$ での振動スペクトルの値 $A_{f_0}$ 、 $A_{2f_0}$ 、 $A_{3f_0}$ を求め、それぞれの振動速度のオーバーオール値と比較し、異常原因を判別する。

第4図に、機構部の異常診断のフローをさらに具体的に示す。基本回転数 $f_0$ は、基本回転数設定器8により設定されている。まず、振動対象の振動を検出する(ステップS11)。次に、振動速度のオーバーオール値( $X_0$ )を演算する(ステップ

S 1 2)。

次に、オーバーオール値( $X_o$ )が基準値( $X_r$ )を越えているか否かを判定する(ステップS 1 3)。  
越えていなければ、異常なしと判定する(ステップS 1 4)。

ここで、基準値は、計算値から設定した。その一例を次に説明する。第3表に、過去の $X_i$ の測定値を示す。この $X$ 管理データから、まず、各測定値を2個のデータ毎に群分けする。各群の $X_i$ の範囲 $R_i$ とその平均値 $R$ (ここでは $0.70/8=0.09$ )を求める。また、 $X_i$ の平均値 $X$ を求める。そして、次の式より基準値 $X_r$ を求める。

$$X_r = X + A \cdot R$$

ここに、 $A$ は、通常1~5の範囲で選定する。ここでは、 $A=2.66$ とした。したがって、 $X_r=0.68$ である。

以下余白

第 3 表

群	測定日	測定値	$X_i$	$R_i$
1	2/10	0.30	0.30	0.00
	2/11	0.30		
2	2/12	0.50	0.45	0.10
	2/13	0.40		
3	2/14	0.60	0.55	0.10
	2/15	0.50		
4	2/16	0.40	0.45	0.10
	2/17	0.50		
5	2/18	0.40	0.40	0.00
	2/19	0.40		
6	2/20	0.50	0.40	0.20
	2/21	0.30		
7	2/22	0.50	0.50	0.00
	2/23	0.50		
8	2/24	0.40	0.50	0.20
	2/25	0.60		
計	—	—	3.55	0.70

ステップS 1 3において、振動速度のオーバーオール値 $X_o$ が基準値 $X_r$ を越えている場合は、振動速度のデータからFFT演算を行い、振動の周波数 $f_o$ 、 $2f_o$ 、 $3f_o$ での振動速度 $X(f_o)$ 、 $X(2f_o)$ 、 $X(3f_o)$ を求める(ステップS 1 5)。

次に、振動速度 $X(f_o)$ が $A_1 X_r$ を越えたか否かを判断する(ステップS 2 1)。ここに、 $A_1$ は0から1までの範囲内の定数であり、たとえば、1/3とする。否であれば、機構的な不良(バランス不良とミスアラインメント)以外の異常であると判定する(ステップS 2 2)。次に、振動速度 $X(2f_o)$ が $A_2 X_r$ を越えたか否かを判別する(ステップS 2 3)。ここに、 $A_2$ は0から1までの範囲内の定数であり、たとえば、1/6とする。越えていれば、次に、振動速度 $X(3f_o)$ が $A_3 X_r$ を越えたか否かを判別する(ステップS 2 4)。越えていれば、ミスアラインメントと判定し(ステップS 2 5)、否であれば、ミスアラインメント又はバランス不良と判定する(ステップS 2 6)。ステップS 2 3で否であると判別されると、次に $X(3f_o)$

が $A_3 X_r$ を越えたか否かを判別する(ステップS 2 7)。越えていれば、バランス不良又はミスアラインメントと判定し(ステップS 2 8)、否であれば、バランス不良と判定する(ステップS 2 9)。

また、第5図に、ころがり軸受の場合の異常診断のフローを示す。ころがり軸受に内輪傷、外輪傷、玉傷が発生すると、それぞれ、第1表の発生振動数に示す振動数(以下、 $f_i$ 、 $f_{out}$ 、 $f_b$ と称する)で振動が生じる。そこで、振動数 $f_i$ 、 $f_{out}$ 、 $f_b$ での振動スペクトルの値 $A_i$ 、 $A_o$ 、 $A_b$ をそれぞれ基準値と比較し、基準値より大きいと異常であると判定し、異常原因を判別する。

まず、内輪傷、外輪傷、玉傷による発生振動周波数 $f_i$ 、 $f_{out}$ 、 $f_b$ をころがり軸受係数設定器9において入力されたピッチ円 $D$ 、玉傷 $d$ 、玉数 $N$ 、接触角 $\alpha$ および軸回転数 $f_o$ より第1表の式を用いて算出しておく(ステップS 3 1)。

次に、診断対象の振動の加速度を検出する(ステップS 3 2)。そして、加速度のオーバーオール値 $Y_o$ を検出する(ステップS 3 3)。



次に、オーバーオール値 $Y_o$ が基準値 $Y_r$ を超えるか否かを判別する(ステップS34)。ここに、基準値 $Y_r$ は、詳しくは説明しないが、従来の測定値から定める。否であれば、異常なしと判定する(ステップS35)。

越えていれば、加速度のデータからFFT演算を行い、周波数 $f_i$ 、 $f_{out}$ 、 $f_b$ での加速度 $Y(f_i)$ 、 $Y(f_{out})$ 、 $Y(f_b)$ を求める(ステップS36)。

次に、加速度 $Y(f_i)$ が $B_i Y_r$ を超えたか否か、即ち、内輪傷が発生したか否かを判別する(ステップS41)。ここに、 $B_i$ は0から1までの範囲内の定数であり、たとえば $1/3$ とする。越えていれば、次に、 $Y(f_{out})$ が $B_o Y_r$ を超えたか否か、即ち、外輪傷が発生したか否かを判別する(ステップS42)。ここに、 $B_o$ は0から1までの範囲内の定数であり、たとえば、 $1/3$ とする。越えていれば、次に、 $Y(f_b)$ が $B_b Y_r$ を超えたか否か、即ち、玉傷が発生したか否かを判別する(ステップS43)。越えていれば、内輪傷、外輪傷、玉傷がいずれも発生したと判定し(ステップS44)、

ローを示す。歯車に、偏心、局所異常、摩耗、片当り等が発生すると、第1表の発生振動数に示すかみあい振動数 $f_g$ で異常が生じる。そこで、振動数 $f_g$ での振動スペクトルの値を基準値 $C$ と比較し、基準値より大きいと異常であると判定し、異常原因を判別する。

まず、偏心等による発生振動数 $f_g$ を歯車歯数設定器10において入力された歯数 $Z'$ および軸回転数 $f$ より第1表の式を用いて算出しておく(ステップS61)。

次に、診断対象の振動を検出する(ステップS62)。そして、加速度のオーバーオール値 $U_o$ を検出する(ステップS63)。

次に、オーバーオール値 $U_o$ が基準値 $U_r$ を超えるか否かを判別する(ステップS64)。ここに、基準値 $U_r$ は、詳しくは説明しないが、従来の測定値から定める。否であれば、異常なしと判定する(ステップS65)。

越えていれば、加速度のデータからFFT演算を行い、周波数 $f_g$ および $f_o$ での加速度 $U(f_g)$ 、

否であれば、内輪傷と外輪傷が発生したと判定する(ステップS45)。

ステップS41で否であると判別されると、次に、 $Y(f_{out})$ が $B_o Y_r$ を超えたか否かが判別される(ステップS46)。越えていれば、次に、 $Y(f_b)$ が $B_b Y_r$ を超えたか否かを判別する(ステップS47)。越えていれば、外輪傷と玉傷が発生したと判定し(ステップS48)、否であれば、外輪傷が発生したと判定する(ステップS49)。ステップS46で否と判別されると、次に、 $Y(f_b)$ が $B_b Y_r$ を超えたか否かが判別される(ステップS50)。越えていれば、玉傷が発生したと判定し(ステップS51)、否であれば、原因不明と判定する(ステップS52)。

ステップS42で否であると判別されると、次に、 $Y(f_b)$ が $B_b Y_r$ を超えたか否かが判別される(ステップS53)。越えていれば、内輪傷と玉傷が発生したと判定し(ステップS54)、否であれば、内輪傷が発生したと判定する(ステップS55)。

さらに、第6図に、歯車の場合の異常診断のフ

$U(f_o)$ を求める(ステップS71)。

次に、加速度 $U(f_g)$ が $C_g U_r$ を超えたか否かを判別する(ステップS72)。ここに、 $C_g$ は0から1までの範囲内の定数であり、たとえば $1/3$ とする。否であれば、異常原因が不明であると判定する(ステップS73)。越えていれば、次に、 $U(f_g)$ が $C_o U_r$ を超えたか否かを判別する(ステップS74)。ここに、 $U_r$ は、周波数 $f_o$ での振動に対する基準値であり、詳しくは説明しないが、従来の測定値から定める。 $C_o$ は0から1までの範囲内の定数であり、たとえば、 $1/3$ とする。越えていれば、偏心、局所異常が発生したと判定し(ステップS75)、否であれば、摩耗、片当り等の異常が発生したと判定する(ステップS76)。

(発明の効果)

本発明により、回転機器等の機械設備を稼動させた状態で、現場で異常の有無、個所、原因を診断できる。

これにより、効率的な保全作業と補修費の低減

及び当該設備の稼働率向上に役立つ。

第3図

4. 図面の簡単な説明

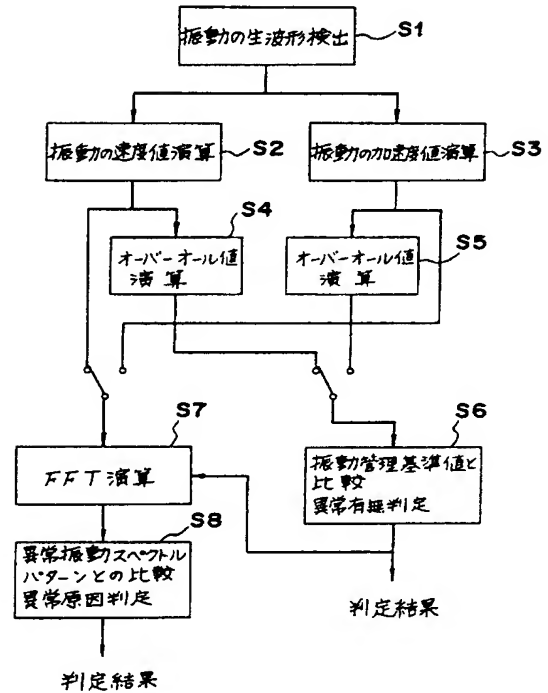
第1図は、本発明の実施例のブロック図である。

第2図は、FFT演算器のブロック図である。

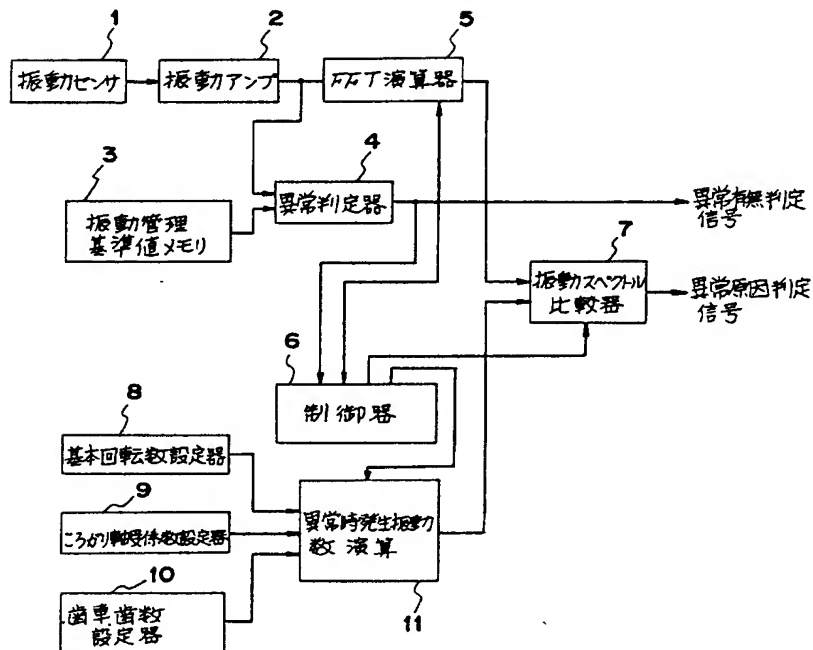
第3～6図は、それぞれ異常診断のフロー図である。

- 1…振動センサ、 2…振動アンプ、
- 3…振動管理基準値メモリ、
- 4…異常判定器、 5…FFT演算器、
- 6…制御器、 7…振動スペクトル比較器、
- 8～10…各種設定器、
- 11…異常時発生振動数演算部。

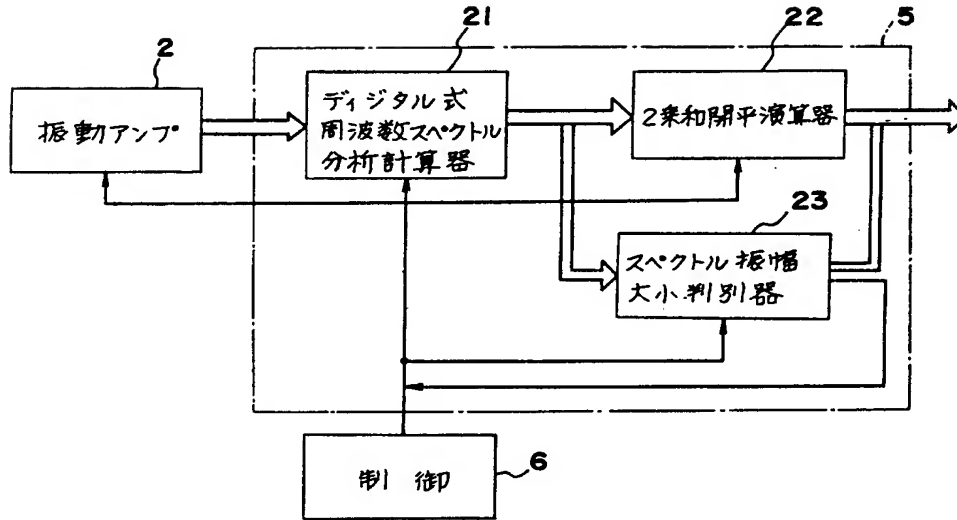
特許出願人 川崎製鉄株式会社  
川鉄計量器株式会社  
代理人 弁理士 青山 孫 ほか2名



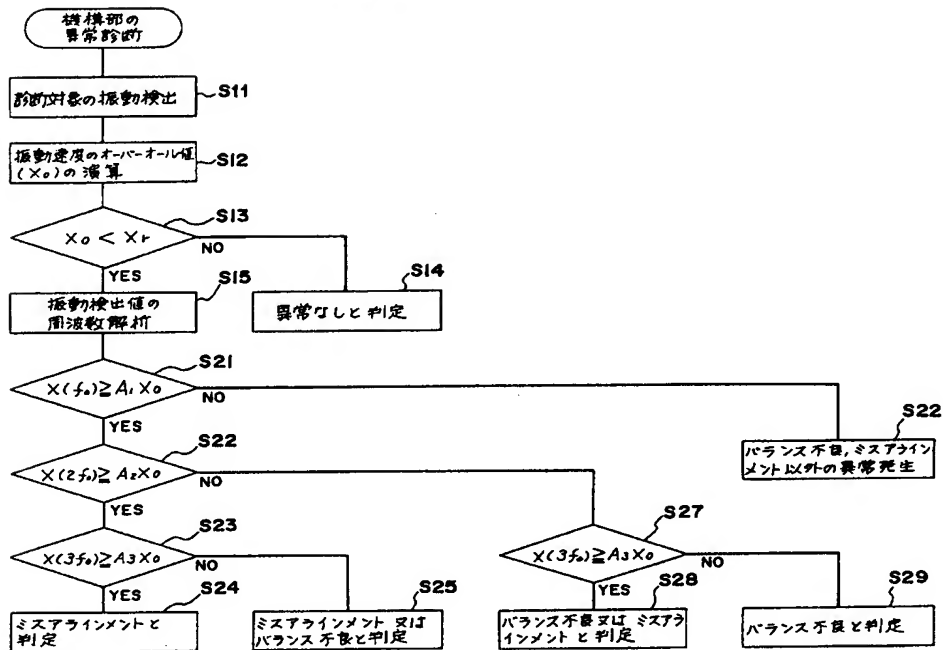
第1図



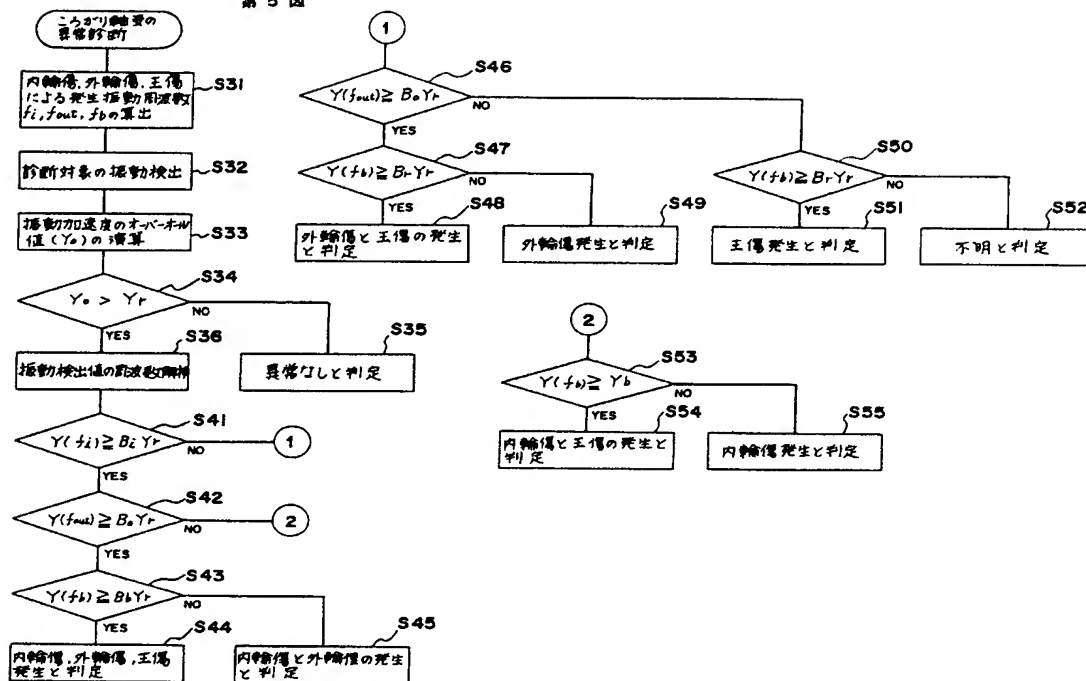
第2図



第4図



第 5 図



第 6 図

